

PCT

世界知的所有権機関
国際事務局

特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(51) 国際特許分類6 F02D 13/02, F02M 25/07, F01L 1/26, 1/34, 13/00	A1	(11) 国際公開番号 WO95/24549 (43) 国際公開日 1995年9月14日(14.09.95)
(21) 国際出願番号 PCT/JP95/00341 (22) 国際出願日 1995年3月3日(03.03.95) (30) 優先権データ 特願平6/64550 1994年3月7日(07.03.94) JP 特願平6/76604 1994年3月23日(23.03.94) JP 特願平6/85876 1994年3月30日(30.03.94) JP (71) 出願人 (米国を除くすべての指定国について) 株式会社 小松製作所 (KABUSHIKI KAISHA KOMATSU SEISAKUSHO)[JP/JP] 〒107 東京都港区赤坂二丁目3番6号 Tokyo, (JP) (72) 発明者: および (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) 小沢吾道(OZAWA, Godou)[JP/JP] 〒323 栃木県小山市横倉新田400 株式会社 小松製作所 小山工場内 Tochigi, (JP)		(74) 代理人 弁理士 橋爪良彦(HASHIZUME, Yoshihiko) 〒107 東京都港区赤坂二丁目3番6号 小松ビル8階内 Tokyo, (JP) (81) 指定国 DE, GB, SE, US. 添付公開書類 国際調査報告書
(54) Title : VARIABLE COMPRESSION RATIO ENGINE (54) 発明の名称 可変圧縮比エンジン <div data-bbox="609 1129 1039 1533"> </div> (57) Abstract A variable compression ratio engine which can operate both in a Miller cycle and a normal cycle and which can produce a high output, reduce the generation of NOx and prevent the occurrence of knocking. In order to make this happen, the engine comprises an exhaust gas recirculating device comprising in turn a first cam shaft (10) provided with cams (11, 12, 13) for operating an intake valve (2) and exhaust valves (4, 5) and a second cam shaft (20) provided with cams (21, 22) for operating at least an intake valve (3) and an exhaust valve (5) to thereby recirculate a part of exhaust gas into intake gas.		

(57) 要約

本発明は、可変圧縮比エンジンであって、ミラーサイクル及び通常サイクル作動ができると共に、高出力、NOx等の発生低減及びノッキングの発生防止ができる。このために、吸気弁(2)及び排気弁(4、5)を作動するカム(11、12、13)を設ける第1カムシャフト(10)と、少なくとも1個の吸気弁(3)と排気弁(5)とを作動するカム(21、22)を設ける第2カムシャフト(20)とを具備する排気還流装置を備えて、排気ガスの一部を吸気中に還流する。

情報としての用途のみ

PCTに基づいて公開される国際出願をパンフレット第一頁にPCT加盟国を同定するために使用されるコード

AM	アルメニア	EE	エストニア	LK	スリランカ	RU	ロシア連邦
AT	オーストリア	ES	スペイン	LR	リベリア	SD	スーダン
AU	オーストラリア	FI	フィンランド	LT	リトアニア	SE	スウェーデン
BB	バハマ	FR	フランス	LU	ルクセンブルグ	SG	シンガポール
BE	ベルギー	GB	イギリス	LV	ラトヴィア	SI	スロベニア
BG	ブルガリア	GE	グルジア	MC	モナコ	SK	スロバキア共和国
BJ	ベナン	GN	ギニア	MD	モルドバ	SN	セネガル
BR	ブラジル	GR	ギリシャ	MG	マダガスカル	SZ	スワジランド
BY	ベラルーシ	HU	ハンガリー	ML	マリ	TD	チャド
CA	カナダ	IE	アイルランド	MN	モンゴル	TG	トーゴ
CF	中央アフリカ共和国	IS	アイスランド	MR	モーリタニア	TM	トルクメニスタン
CG	コンゴ	IT	イタリア	MX	メキシコ	TT	トリニダード・トバゴ
CH	スイス	JP	日本	NE	ニジェール	UA	ウクライナ
CI	コート・ジボワール	KE	ケニア	NL	オランダ	UG	ウガンダ
CM	カメルーン	KR	大韓民国	NO	ノルウェー	US	米国
CN	中国	KZ	カザフスタン	NZ	ニュージーランド	UZ	ウズベキスタン共和国
CZ	チェコ共和国	LI	リヒテンシュタイン	PT	ポルトガル	VN	ベトナム
DE	ドイツ			RO	ルーマニア		
DK	デンマーク						

- 1 -

明 細 書

可変圧縮比エンジン

技 術 分 野

本発明は可変圧縮比エンジンに係り、特に通常サイクルとミラーサイクルとの変換を可能にした可変圧縮比エンジンに関する。

背 景 技 術

従来、車両用エンジンでは、排気ガス中に含まれる NO_x を低減するために、不活性ガスである排気ガスを吸気中に還流し、燃焼ガス温度を低下させる排気還流（EGR）が行われている。この排気還流に関し、エンジンの高負荷時には、EGRガスの温度が低いほど体積効率が向上し、またEGRガス量が多いほど燃焼温度が低下して NO_x が減少する。一方、軽負荷時には、EGRガスの温度が低いと燃焼が不安定になるので、EGRガスの温度は高い方がよい。そのため、EGRガスの冷却手段を設けることにより、高負荷時にはEGRガスを冷却し、軽負荷時にはEGRガスを冷却しないように制御する方法が知られている（例えば、日本特開平4-175453号公報、日本特開平4-301172号公報参照）。

しかしながら、高負荷時にEGRを行うと、燃費の悪化、出力の低下など問題が生ずる。

別の従来技術において、エンジン、例えば直接噴射式ディーゼルエンジンの圧縮比は、1.5～1.7付近に設定されているものが多い。この圧縮比は、始動性及び軽負荷時における良好な燃焼状態、例えば炭化水素物及びその他を含む青白煙が出ない燃焼状態を確保するために、必要な圧縮比である。そして、この圧縮比が得られるように、吸気弁の開閉時期は定められている。また、圧縮比を決定すれば、エンジンの圧縮終わりにおける筒内圧力が決まり、着火、爆発時の筒内圧

力も決まってくる。一方、許容最大筒内圧力はエンジンによって決まっており、圧縮比が高ければ高いほど、圧縮終わりにおける筒内圧力が高くなる。したがって、この筒内圧力と許容最大筒内圧力との差が少なくなり、このことがエンジンの高出力化をはばむ大きな要因となっている。

上記圧縮比は、燃焼効率や高出力化の観点から、1.1～1.3付近が望ましい。一例として、圧縮比が1.7及び1.2における実現可能な軸平均有効圧力を、図2.7に示す。なお、図中、圧力の単位は kgf/cm^2 である。例えば、許容最大筒内圧力 $P_{\max} \leq 15.0 \text{ kgf/cm}^2$ のエンジンの場合、圧縮比1.7では、軸平均有効圧力は 2.1 kgf/cm^2 にとどまるが、圧縮比1.2では、軸平均有効圧力は 3.4 kgf/cm^2 にすることが可能、すなわち、高出力化が可能である。

しかしながら、良好な始動性、軽負荷時の良好な燃焼状態を得ることが絶対的条件であるため、現状は、圧縮比を1.5～1.7付近に設定して、高出力化を犠牲にしている。このことはガソリンエンジンにおいても同様であり、燃焼効率（熱効率）上から、圧縮比をディーゼルエンジンと同じく1.1～1.3としたいが、高負荷時のノッキングを防止するために、圧縮比を8～10に設定している。このため、燃料消費率が悪く、 CO_2 の発生量が多いという問題がある。

また、ディーゼルエンジンの熱効率改善及び排気エミッションを低減する技術として、低圧縮比、高膨張比が得られるミラーサイクルエンジンが知られている。このミラーサイクルエンジンには、吸気弁を早閉じして、吸気行程の途中で吸気の流れを遮断する方式と、吸気弁を遅閉じとして、圧縮行程初期に吸気圧を逃がす方式がある。しかしながら、前述のように、エンジンの低速、低負荷域でミラーサイクル作動させると、有効圧縮比が低下するため、着火が安定しないという問題があった。

この問題を解決する方策として、次のごときミラーサイクルエンジンがある（例えば、日本特開昭63-277815号公報参照）。即ち、図2.8において、吸気弁60は、図示しないクランクシャフト、タイミングギヤ、カムシャフト、タペット、プッシュロッド及びロッカアームを介して開閉される。この吸気弁6

0の上流通路61の間には、新たな弁62を設け、エンジンの回転数、負荷などを信号として検出している。この検出に基づいて、運転条件によっては、変換機構64と接続する弁機構63により、吸気弁60の閉時期より早めに弁62を閉鎖する、即ち早閉じミラーサイクル作動させるものである。66は排気弁、67はシリンダ室である。弁62および弁機構63はロータリバルブであっても良い。

図29A及び図29Bは、上記エンジンのピストン位置（横軸）と開口面積との関係を示し、曲線Aは排気弁66、曲線Bは吸気弁60、2直線で示すCは弁62に対応する。低負荷時には、図29Aに示すように、吸気弁60と弁62との開閉時期が同一であるので、吸気弁60の開口面積がハッチング部分となり、エンジンは通常のサイクル作動を行う。一方、高負荷時には、図29Bに示すように、弁62の開閉時期がSだけ早めてあるので、吸気弁60の実質開口面積はハッチング部分となる。これにより、吸気弁60が早閉じとなって実圧縮比が低くなるので、エンジンは早閉じミラーサイクル作動となり、高出力化が可能となる。

しかしながら、上記のようにミラーサイクル作動させて弁62を閉鎖しても、吸気弁60が開いている間は、シリンダ室67の空気量に吸気弁60と弁62との中間にある通路65の空気量が加算される。このため、ボリュームが増加するので、吸気行程の途中で弁62を閉鎖した効果が減少して、ミラーサイクルの効果が低下する。また、弁62が閉じる直前での吸気抵抗の増大や、通路65の空気量が無駄容積となって吸気が入り出すことにより、ポンピングロスが発生するという問題がある。

さらに、各種エンジンにおいて、バルブの開閉時期を可変にすることは、広い回転範囲で高い発生トルクを得るために重要な技術である。例えば、バルブタイミングを可変とする実用的方法として、カムシャフトとタイミングギヤとがヘリカルスプラインを介して咬合し、タイミングギヤを軸方向に移動させることにより、タイミングギヤとカムシャフトとの位相を変更するものが知られている（例

えば、日本特開昭 61-85515 号公報参照)。

しかし、かかる構成において、広範囲で高いトルクが得られるものの、通常、カムシャフトの角度変化を、クランク角度で $20^{\circ} \sim 40^{\circ}$ 以上にするにはできず、ヘリカルスプラインのねじれ角を極端に大きくすることは困難である。従って、高出力化を目的として、バルブ開閉時期を変化させることより、通常サイクル(オットサイクル、ディーゼルサイクル等)とミラーサイクルを可変にするためには、カムシャフトの角度変化は、クランク角度で $70^{\circ} \sim 90^{\circ}$ が必要であり、従来のヘリカルスプライン方式では不十分である。

発 明 の 開 示

本発明は、かかる従来技術の問題点を解消するためになされたもので、通常サイクルとミラーサイクルとの変換が可能であると共に、ミラーサイクルの効果を十分に発揮し得る可変圧縮比エンジンを提供することを目的としている。また、低負荷時には EGR 率(EGR ガスの供給量)を高くし、高負荷時には EGR 率を低くして、エンジンの広い運転域において、常に最適の EGR を行うことができることを目的としている。

本発明に係る可変圧縮比エンジンの第 1 の発明は、吸気弁及び排気弁を作動するカムを設ける第 1 カムシャフトと、吸気弁のうち少なくとも 1 個の吸気弁と排気弁とを作動してなるカムを設ける第 2 カムシャフトとを具備する排気還流装置を備え、排気ガスの一部を吸気中に還流することを特徴とする。また、第 2 カムシャフトのカムにより開閉される排気弁及び少なくとも 1 個の吸気弁は、第 2 カムシャフトのカムの位相を変化させることにより、バルブタイミングが可変であるとしてもよい。さらに、吸気行程において、吸気弁の開閉時期をピストン下死点前に設定するとともに、排気弁の開閉時期をピストン上死点付近に設定し、低負荷には、少なくとも 1 個の吸気弁の開閉時期をピストン下死点付近に設定するとともに、排気弁の開閉時期をピストン下死点前に設定してなる弁駆動装置が備えられてもよい(本構成を、第 1 の弁開閉時期設定とする。)。さらには、吸気行程

において、吸気弁の開閉時期をピストン下死点付近に設定するとともに、排気弁の開閉時期をピストン下死点前に設定し、所定の運転時には、少なくとも1個の吸気弁の開閉時期をピストン下死点後に設定するとともに、排気弁の開閉時期をピストン下死点付近に設定してなる弁駆動装置を備えてもよい（本構成を、第2の弁開閉時期設定とする。）。

かかる構成により、第1の弁開閉時期設定の場合、高負荷時には、低圧縮比の早閉じミラーサイクルとなって排気還流が殆ど行われず、低負荷時には、高圧縮比の通常サイクルとなって排気還流が行われる。また、第2の弁開閉時期設定の場合、低負荷時には、高圧縮比の通常サイクルとなって排気還流が行われ、高負荷時には、低圧縮比の遅閉じミラーサイクルとなって排気還流が殆ど行われない。

次に、可変圧縮比エンジンの第2の発明は、吸気弁を開閉するカムの位相変化により、少なくとも1個の前記吸気弁のバルブタイミングを可変とする吸気装置を備えることを特徴とする。前記吸気装置は、吸気弁の開閉時期をピストン下死点前に設定し、所定の運転時には、少なくとも1個の吸気弁の開閉時期を、ピストン下死点付近に設定するとしてもよい（第1の吸気装置という。）。前記ピストン下死点前に設定された吸気弁の開閉時期は、クランク回転角でピストン下死点前 $20^{\circ} \sim 90^{\circ}$ としてもよい。また、吸気装置は、吸気弁の開閉時期をピストン下死点付近に設定し、所定の運転時には、少なくとも1個の吸気弁の開閉時期を、ピストン下死点後に設定するとしてもよい（第2の吸気装置という。）。前記ピストン下死点後に設定し得る吸気弁の開閉時期は、クランク回転角でピストン下死点後 $40^{\circ} \sim 90^{\circ}$ としてもよい。

かかる構成により、第1の吸気装置を備える場合、所定の運転時、例えば始動時或いは軽負荷時、圧縮比を高くできるので、良好な始動性或いは燃焼状態を確保することができる。また、吸気弁の開閉時期をピストン下死点前 $20^{\circ} \sim 90^{\circ}$ に設定する場合、圧縮比を低くすることができるので、圧縮終わりの筒内圧力が低くなる。これにより、許容最高圧力に対する余裕が生じて、高出力化が可能と

なる。一方、第2の吸気装置を備える場合、所定の運転時には、上記と同様に、圧縮比が高くできて、良好な始動性、燃焼状態が得られる。また、吸気弁の閉時期をピストン下死点後 $40^{\circ} \sim 90^{\circ}$ に設定する場合、圧縮比を低くして、高出力時のノッキングを防止することができる。

次に、可変圧縮比エンジンの第3の発明は、2本のカムシャフトを、サンギヤ、リングギヤ及びプラネットギヤからなる遊星歯車装置を介して連結し、プラネットギヤの支持軸とサンギヤの軸との相対位置関係を任意に変えて、2本のカムシャフトの位相を調整することによりバルブタイミングを可変にする可変バルブタイミング装置を備えることを特徴とする。2本のカムシャフトは、一方のカムシャフトがサンギヤに固着し、他方のカムシャフトがリングギヤに噛合する歯車に固着する構成としてもよい。また、記可変バルブタイミング装置には、プラネットギヤの支持軸を保持するキャリアと回転駆動装置とが備えられ、キャリアが、サンギヤ軸を軸支するケースに回転自在に軸着されて、回転駆動装置に連結するとしてもよい。

かかる構成によれば、回転駆動装置によりキャリアが回転してリングギヤが回転するので、他方のカムシャフトが回転する。従って、一方のカムシャフトに対して、位相を変化させることができる。

図面の簡単な説明

図1は本発明の第1実施例に係る排気還流装置を備えたディーゼルエンジンのシリンダヘッド部分の横断面図、

図2は図1のエンジンの縦断面図、

図3は図1のX-X断面であり、エンジンの排気弁駆動装置の縦断面図、

図4は第1実施例に係るエンジンの高負荷時におけるピストンの動きと吸排気弁の開口面積との関係を示す図表、

図5は第1実施例に係るエンジン高負荷時のP-V線図、

図6は第1実施例に係るエンジン低負荷時におけるピストンの動きと吸排気弁の

開口面積との関係を示す図表、

図 7 は第 1 実施例に係るエンジン低負荷時の P V 線図、

図 8 は第 1 実施例に係るエンジンの負荷と圧縮比の変化との関係を示す図表、

図 9 は第 1 実施例に係るエンジンの負荷と E G R 率の変化との関係を示す図表

図 1 0 は本発明の第 2 実施例に係る排気還流装置を備えたガソリンエンジンのシリンダヘッド部分の横断面図、

図 1 1 は図 1 0 のエンジンの縦断面図である。

図 1 2 は図 1 0 の Y-Y 断面であり、エンジンの排気弁駆動装置の縦断面図、

図 1 3 は第 2 実施例に係るエンジン低負荷時のピストンの動きと吸排気弁の開口面積との関係を示す図表、

図 1 4 は第 2 実施例に係るエンジン高負荷時のピストンの動きと吸排気弁の開口面積との関係を示す図表、

図 1 5 は第 2 実施例に係るエンジン高負荷時の P V 線図、

図 1 6 は本発明の第 3 実施例に係るディーゼルエンジンのシリンダヘッド部分の横断面図、

図 1 7 は図 1 6 のエンジンの縦断面図である。

図 1 8 は第 3 実施例に係るエンジン高負荷時におけるピストンの動きと吸排気弁の開口面積との関係を示す図表、

図 1 9 は第 3 実施例に係るエンジンの始動時及び軽負荷時におけるピストンの動きと、吸、排気弁の開口面積との関係を示す図表、

図 2 0 A 及び図 2 0 B は第 3 実施例に係る P V 線図を比較説明するものであり、

図 2 0 A は始動時及び軽負荷時、図 2 0 B は高負荷時を示し、

図 2 1 は本発明の第 4 実施例に係るガソリンエンジンのシリンダヘッド部分の横断面図、

図 2 2 は図 2 1 のエンジンの縦断面図、

図 2 3 は第 4 実施例に係るエンジンの始動時及び軽負荷時におけるピストンの動きと吸排気弁の開口面積との関係を示す図表、

図 2.4 は第 4 実施例に係るエンジン高負荷時におけるピストンの動きと吸排気弁の開口面積との関係を示す図表、

図 2.5 は本発明の第 5 実施例に係る可変バルブタイミング装置のギヤトレインを示す正面図、

図 2.6 は図 2.5 の Z-Z 断面図、

図 2.7 は従来技術に係るエンジンの所定の圧縮比における軸平均有効圧力等を示す図表、

図 2.8 は従来技術に係る早閉じミラーサイクルエンジンの概念図、

図 2.9 A 及び図 2.9 B は図 2.8 のエンジンにおけるピストンの動きと吸排気弁の開口面積との関係を示し、図 2.9 A は低負荷時での図表、図 2.9 B は高負荷時での図表である。

発明を実施するための最良の形態

本発明に係る可変圧縮比エンジンについて、好ましい実施例を添付図面に従って以下に詳述する。

図 1～図 3 は、第 1 実施例に係る排気還流装置を備えるディーゼルエンジンを示し、1 気筒あたり吸気弁 2 個及び排気弁 2 個を有している。シリンダヘッド 1 には、第 1 吸気弁 2、第 2 吸気弁 3、第 1 排気弁 4、第 2 排気弁 5、第 1 カムシャフト 10、および第 2 カムシャフト 20 が装着されている。第 1 カムシャフト 10 には、第 1 吸気弁 2、第 1 排気弁 4、および第 2 排気弁 5 用のカム 11、12、13 が設けられており、カム 12 は直接第 1 排気弁 4 を作動する。カム 11、13 は、それぞれロッカアーム 14、15 を介して、第 1 吸気弁 2 および第 2 排気弁 5 を作動する。

第 2 カムシャフト 20 には、カム 21、22 が設けられ、カム 21 は直接第 2 吸気弁 3 を作動する。カム 22 は、図 3 に示すように、シリンダヘッド 1 に装着されたレバー 23 を、ピン 24 を中心に揺動させて、ロッカアーム 15 を作動させ、第 2 排気弁 5 を開閉する。また第 2 カムシャフト 20 は、図示しない駆動装

置により予め定められた角度だけ回転するようになっており、カム 21、22 の位相をずらすことができる。これにより第 2 吸気弁 3 および第 2 排気弁 5 のバルブタイミングを遅らせることができる。25 はピストン、26、27 は吸気通路、28 は排気通路である。

かかる構成による作動について説明する。

図 4 において、横軸はピストン 25 の位置、実線は弁 1 個での開口面積、2 点鎖線は弁 2 個の総開口面積、A1 は排気弁、B1 は吸気弁、及び C1 は第 2 排気弁を示す。すなわち、第 1、第 2 排気弁 4、5 は、ピストン下死点前から開き始め、ピストン上死点付近で閉じるが、位相が常に同一である。また、第 1、第 2 吸気弁 2、3 は、ピストン上死点付近から開き始め、ピストン下死点前 90° 付近で閉じるようになっており、位相も同一である。ここで、ピストン上死点付近で第 2 吸気弁 3 が開くと同時に、第 2 排気弁 5 が、C1 に示すように、短時間開く。しかし、第 2 排気弁 5 が開くのはピストン上死点付近であるため、排気ガスは殆ど吸気中には還流せず、燃費悪化、出力低下の恐れはない。

図 5 は高負荷時を示し、吸気行程において、P0 から吸い込みを開始し、P1a で第 1、第 2 吸気弁 2、3 が閉じるため、筒内圧力が低下し、矢印に沿って P1b に至る。圧縮行程では、P1b から P1a を経て P2a に、燃焼及び膨張行程では、P2a から P3、P4 に、排気行程では、P4 から P1c、P0 に至る。すなわち、早閉じミラーサイクルとなる。吸気行程の終わり付近では、P1a - P1b - P1a という膨張、圧縮を行うだけなので、実質的な圧縮比が、11 ~ 13 程度と低くなる。したがって、高出力化が可能となる。

一方、低負荷時は、図 1 において、第 2 カムシャフト 20 を駆動装置により回転させて、カム 21、22 の位相を変更し、第 2 吸気弁 3 の閉位置を遅らせてピストン下死点付近にする。この低負荷時の開口面積の変化を示す図 6 において、B11 は第 1 吸気弁 2、B2 は第 2 吸気弁 3 を示す。したがって、第 2 排気弁 5 は C1 に示す位置、すなわち、ピストン下死点前 90° 付近となり、排気ガスが吸気中に還流される。これにより、EGR 率は高くなり、NOx の発生が低

減される。

図7は低負荷時のP-V線図であり、吸気行程P0-P1、圧縮行程P1-P2、燃焼行程P2-P3、膨張行程P3-P4、および排気行程P4-P1-P0の通常のサイクル作動となる。このサイクルでの圧縮比は1.5~1.7で、良好な始動性及び燃焼状況を得ることができる。

上記のエンジン負荷と、圧縮比又はEGR率との関係を説明する。図8において、一番外側の曲線は、エンジン最大出力時のトルク曲線である。図に示すように、負荷が大きくなるほど圧縮比は低く、換言すれば負荷が小さくなるほど圧縮比は高くなる。図9に示すように、エンジン負荷が小さくなるほどEGR率は高くなる。

次に、本発明に係る可変圧縮比エンジンの第2実施例について、添付図面に従って詳述する。

図10~図12は、1気筒あたりそれぞれ2個の吸、排気弁を備えたガソリンエンジンの要部である。シリンダヘッド31には、第1吸気弁32、第2吸気弁33、第1排気弁34、第2排気弁35、第1カムシャフト40、および第2カムシャフト50が装着されている。第1カムシャフト40には、第1吸気弁32、第1排気弁34、および第2排気弁35用のカム41、42、43が設けられている。カム41はロッカアーム44を介して第1吸気弁32を作動し、カム42は直接第1排気弁34を作動する。また、カム43は、シリンダヘッド31にピン45により揺動自在に軸着されたレバー46を介して、第2排気弁35を作動する。

第2カムシャフト50には、カム51、52が設けられ、カム51が直接第2吸気弁33を作動する。また、カム52は、シリンダヘッド31にピン53により揺動自在に軸着されたレバー54を介して、レバー46を揺動させ、第2排気弁35を開閉する。第2カムシャフト50は、図示しない駆動装置により予め定められた角度だけ回転するようになっており、カム51、52の位相をずらすことにより、第2吸気弁33および第2排気弁35のバルブタイミングを遅らせる。

ことができる。55はピストン、56、57は吸気通路、58は排気通路である。

かかる構成による作動について説明する。図13は、低負荷時の開口面積変化を示し、横軸がピストン55の位置、実線が弁1個での開口面積、2点鎖線が弁2個の総開口面積である。また、A2は排気弁、B2は吸気弁、C2は第2排気弁とそれぞれ対応している。すなわち、第1、第2排気弁34、35は、ピストン下死点前から開き始め、ピストン上死点付近で閉じると共に、その位相は常に同一である。一方、第1、第2吸気弁32、33は位相が同一であり、ピストン上死点付近から開き始め、ピストン下死点付近で閉じる。このとき第2排気弁35は、ピストン下死点前90°付近で短時間開き、排気ガスは吸気中に還流される。これにより、EGR率は高く、NO_xの発生を低減する。

また、低負荷時における吸気行程～排気行程のサイクル作動は、基本的サイクルパターンが第1実施例の図7と同様である。このサイクル作動における圧縮比は1.1～1.3程度としてあり、始動性及び熱効率が向上すると共に、燃費低減及びCO₂の発生量低減が可能となる。

図14は高負荷時の開口面積変化を示し、A2が排気弁、B2.1が第1吸気弁32、B2.2が第2吸気弁33、C2が第2排気弁35に対応する。この高負荷時には、図示しない駆動装置により第2カムシャフト50を回転させ、第2吸気弁33の開閉時期をピストン下死点後90°としてある。したがって、第2排気弁35の開閉時期は、ピストン下死点付近となるので、排気ガスは吸気中に殆ど還流されない。これにより、燃費悪化、出力低下が防止される。

また、図15は高負荷時のP-V線図であり、吸気行程P0-P1で吸気する。圧縮行程において、P1-P1dでは、第2吸気弁33が開いているため昇圧せず、P1d点で第2吸気弁33が閉じることにより、P1d-P2bで昇圧する。続いて、燃焼行程P2b-P3、膨張行程P3-P4、及び排気行程P4-P1-P0となり、遅閉じミラーサイクル作動となる。このときの圧縮比は8～10程度であり、高出力発生可能であるとともに、高出力時のノッキング発生を防

止している。

次に、本発明に係る可変圧縮比エンジンの第3実施例について、図面を参照して詳述する。

図1.6及び図1.7は、1気筒あたり吸気弁及び排気弁をそれぞれ2個有するディーゼルエンジンであって、シリンダヘッド101には、第1吸気弁102、第2吸気弁103、第1排気弁104、第2排気弁105、第1カムシャフト110、および第2カムシャフト120が装着されている。第1カムシャフト110には、第1吸気弁102、第1排気弁104、および第2排気弁105用のカム111、112、113が設けられている。カム112は、直接第1排気弁104を作動し、カム111、113は、それぞれロッカアーム114、115を介して第1吸気弁102および第2排気弁105を作動する。

第2カムシャフト120には、カム121が設けられて、直接第2吸気弁103を作動する。また、第2カムシャフト120は、図示しない駆動装置により、予め定められた角度だけ回転するようになっており、カム121の位相をずらすことで、第2吸気弁103のバルブタイミングを遅らせることができる。122はピストン、123、124は吸気通路、125は排気通路である。

かかる構成による作動について説明する。

図1.8は、高負荷時における開口面積の変化を示し、横軸はピストン122の位置、実線は弁1個での開口面積、2点鎖線は弁2個の総開口面積である。また、A3は排気弁、B3は吸気弁に対応する。すなわち、第1、第2排気弁104、105は、ピストン下死点前から開き始め、ピストン上死点付近で閉じる。その位相は常に同一である。第1、第2吸気弁102、103は、位相が同一で、ピストン上死点付近から開き始め、ピストン下死点前20°～90°付近で閉じるようになっている。

高負荷時における吸気行程～排気行程のサイクル作動は、図2.0Bに示すように、基本的サイクルパターンが第1実施例の図5と同様である。従って、第1実施例の高負荷時と同様に早閉じミラーサイクルとなり、実質的な圧縮比が1.1～

1.3程度と低く、高出力化が可能となる。

一方、始動時及び軽負荷時には、第2カムシャフト120を駆動装置により回転させて、カム121の位相を変更し、第2吸気弁103の開時期を遅らせてピストン下死点付近にする。この場合の開口面積変化を示す図19において、B31は第1吸気弁102と、B32は第2吸気弁103と対応する。したがって、吸気弁は、開時期がピストン上死点付近、閉時期がピストン下死点付近となる。また、吸気行程～排気行程は、図20Aに示すように、基本的サイクルパターンが第1実施例の図7と同様な通常のサイクル作動となり、圧縮比は1.5～1.7程度である。

上述の高負荷時と始動時又は軽負荷時との違いについて、図20A及び図20Bにより説明する。高負荷時の圧縮比は1.1～1.3と小さいため、圧縮圧力 P_{2a} が P_2 より低く、エンジンの許容最高圧力 P_{max} である P_3 に対して余裕ができ、多くの燃料を燃焼させることができる。その結果、 $P_{1c} - P_{1a} - P_{2a} - P_3 - P_4$ に囲まれる高負荷時の面積は、 $P_1 - P_2 - P_3 - P_4$ による始動時等の面積より大きい。従って、高負荷時の仕事量は多くなって高出力となり、小型、高出力エンジンの実現が可能となる。しかも、吸気側に無駄な容積はなく、効率的なミラーサイクル作動が行える。一方、始動時及び軽負荷時には、圧縮比が1.5～1.7と大きいので、良好な始動性、燃焼状況を得ることができる。

次に、本発明に係る可変圧縮比エンジンの第4実施例について、図面を参照して詳述する。

図21及び図22は、1気筒あたりそれぞれ2個の吸、排気弁を備えたガソリンエンジンを示し、シリンダベッド131には、第1吸気弁132、第2吸気弁133、第1排気弁134、第2排気弁135、第1カムシャフト140、及び第2カムシャフト150が装着されている。第1カムシャフト140には、第1吸気弁132、第1排気弁134、および第2排気弁135用のカム141、142、143が設けられている。カム141は、ロッカアーム144を介して第1吸気弁132を作動し、カム142、143は、直接、第1排気弁134およ

び第2排気弁135を作動する。

第2カムシャフト150には、カム151が設けられており、第2吸気弁133を直接作動する。第2カムシャフト150は、図示しない駆動装置によりあらかじめ定められた角度だけ回転するようになっており、カム151の位相をずらすことにより、第2吸気弁133のバルブタイミングを遅らせることができる。152はピストン、153及び154は吸気通路、155は排気通路である。

かかる構成における作動について説明する。図23において、実線は弁1個での開口面積、細い2点鎖線は弁2個の総開口面積を示し、A4及びB4は、排気弁及び吸気弁に対応する。すなわち、第1、第2排気弁134、135は、ピストン下死点前から開き始め、ピストン上死点付近で閉じると共に、位相が常に同一である。また、第1吸気弁132および第2吸気弁133は、位相が同一であり、ピストン上死点付近から開き始め、ピストン下死点付近で閉じる。

始動時及び軽負荷時における吸気行程～排気行程は、基本的サイクルパターンが第1実施例の図7と同様な通常のサイクル作動となるが、圧縮比は1.1～1.3程度としてある。これにより、第2実施例と同様に、始動性及び熱効率が向上し、燃費低減やCO₂の発生量低減が可能となる。

図24は高負荷時の開口面積変化を示し、B41が第1吸気弁132、B42が第2吸気弁133に対応する。この高負荷時には、図示しない駆動装置により第2カムシャフト150を回転させ、第2吸気弁133の閉時期をピストン下死点後40°～90°としてある。

また高負荷時における吸気行程～排気行程は、基本的サイクルパターンが第2実施例の図15と同様になり、遅閉じミラーサイクル作動となる。即ち、図15を引用すれば、圧縮行程において、P1-P1dでは、第2吸気弁133が開いているため昇圧せず、P1d点で第2吸気弁133が閉じることにより、P1d-P2bで昇圧する。このときの圧縮比は8～10程度であり、第2実施例と同様に、高出力であると共にノッキング発生が防止される。しかも、吸気側に無駄な容積がなく、効率的な可変圧縮比エンジンが得られる。

次に、本発明に係る可変圧縮比エンジンの第5実施例について、図面を参照して詳述する。

本実施例の可変圧縮比エンジンは、通常サイクルとミラーサイクルとの変換が可能なダブルオーバーヘッドカム方式エンジンであり、第3実施例のエンジンをベースに可変バルブタイミング装置を付設してある。即ち、図16において、第2カムシャフト120は、後述する可変バルブタイミング装置により、矢印のように回転可能である。これにより、バルブタイミングがクランク軸角度にして 70° ～ 90° 変化できるので、実圧縮比が可変であり、高出力化が可能となる。

前記可変バルブタイミング装置について説明する。図25及び図26は、図16の第1、第2カムシャフト110、120の端部に装着されるギヤトレインを示す。230は、第1カムシャフト110に固着されたサンギヤ、また231は、第1カムシャフト110の先端にベアリング232を介して回転自在に装着されたリングギヤである。リングギヤ231には、内歯233と外歯234とが設けられている。235はサンギヤ230と内歯233とに噛合するプラネットギヤ、236はプラネットギヤ235の支持軸、237は支持軸236を固着しているキャリアである。キャリア237は、シリンダヘッド101に回転自在に軸着されており、外周にはセクタ状のウォームホイール238が設けられている。ウォームホイール238は、電動モータ240により駆動されるウォーム241と噛合している。

シリンダヘッド101に軸支された第2カムシャフト120には、外歯234に噛合する歯車242とタイミングギヤ243とが固着されている。タイミングギヤ243は、アイドルギヤ244を介してクランク軸245に固着されたクランクギヤ246と噛合している。

ここで、サンギヤ230の歯数を Z_1 、リングギヤ231の内歯233の歯数を Z_2 、歯車242の歯数を Z_3 、リングギヤ231の外歯234の歯数を Z_4 とした場合、 $Z_1/Z_2 = Z_3/Z_4$ である。また、クランクギヤ246とタイミングギヤ243との歯数比は $1/2$ である。したがって、第2カムシャフト1

20の回転数は、クランク軸245の回転数の1/2となり、第2カムシャフト120と第1カムシャフト110との回転数は同一となる。

次に、かかる構成による作用について説明する。第1カムシャフト110と第2カムシャフト120との位相を変更する場合には、電動モータ240でウォーム241を回転させ、ウォームホイール238を所定の角度だけ回転させる。キャリア237がウォームホイール238と一体であるため同時に回転し、プラネットギヤ235はサンギヤ230の周囲を自転しながら公転して、リングギヤ231を回転させる。したがって歯車242が回転し、第2カムシャフト120の第1カムシャフト110に対する位相は変化する。このときの歯車242とウォームホイール238との回転角度比 γ は、次式で求められる。

$$\gamma = [(Z1 + Z2) / Z2] Z4 / Z3$$

したがって、可変バルブタイミング装置は、ウォームホイール238を小さな角度だけ回転させるだけで、歯車242が大きな角度を回転することとなり、第1カムシャフト110と第2カムシャフト120との間に、70°～90°の位相差を容易に与えることができる。

以上の本実施例を纏めると、2本のカムシャフトは、サンギヤ、リングギヤ及びプラネットギヤからなる遊星歯車装置を介して連結され、一方のカムシャフトがサンギヤに固着し、他方のカムシャフトがリングギヤに噛合する歯車に固着してある。また、プラネットギヤを支持するキャリアが、サンギヤ軸を軸支するケースに回転自在に軸着され、回転駆動装置に連結してある。これにより、キャリアの回転に対して、リングギヤに噛合する歯車の回転が増速される。即ち、回転駆動装置によりキャリアを小角度回転させると、歯車は大きな角度回転する。

産業上の利用可能性

本発明は、高負荷時と、始動時及び軽負荷時における弁開閉を所定の時期に設定して、早閉じ又は遅閉じミラーサイクル作動と通常サイクル作動との変換が行われると共に、高出力、良好な始動性、NO_x等の発生低減及びノッキングの

発生防止ができる可変圧縮比エンジンとして有用である。

請 求 の 範 囲

1. 1気筒あたり2個以上の吸気弁と1個以上の排気弁とを備え、2本以上のカムシャフトに設けられたカムにより、前記吸気弁及び／又は前記排気弁を開閉して圧縮比を可変とする可変圧縮比エンジンにおいて、前記吸気弁及び前記排気弁を作動するカムを設ける第1カムシャフトと、前記吸気弁のうち少なくとも1個の吸気弁と前記排気弁とを作動してなるカムを設ける第2カムシャフトとを具備する排気還流装置を備え、排気ガスの一部を吸気中に還流することを特徴とする可変圧縮比エンジン。

2. 前記第2カムシャフトのカムにより開閉される前記排気弁及び前記少なくとも1個の吸気弁は、第2カムシャフトのカムの位相を変化させることにより、バルブタイミングが可変であることを特徴とする請求の範囲1記載の可変圧縮比エンジン。

3. 吸気行程において、前記吸気弁の開閉時期をピストン下死点前に設定するとともに、前記排気弁の開閉時期をピストン上死点付近に設定し、低負荷時には、前記少なくとも1個の吸気弁の開閉時期をピストン下死点付近に設定するとともに、前記排気弁の開閉時期をピストン下死点前に設定してなる弁駆動装置が備えられたことを特徴とする請求の範囲2記載の可変圧縮比エンジン。

4. 吸気行程において、前記吸気弁の開閉時期をピストン下死点付近に設定するとともに、前記排気弁の開閉時期をピストン下死点前に設定し、所定の運転時には、前記少なくとも1個の吸気弁の開閉時期をピストン下死点後に設定するとともに、前記排気弁の開閉時期をピストン下死点付近に設定してなる弁駆動装置が備えられたことを特徴とする請求の範囲2記載の可変圧縮比エンジン。

5. 1気筒あたり2個以上の吸気弁と1個以上の排気弁とを備え、2本以上のカムシャフトに設けられたカムにより、前記吸気弁及び／又は前記排気弁を開閉して圧縮比を可変とする可変圧縮比エンジンにおいて、前記吸気弁を開閉するカムの位相変化により、少なくとも1個の前記吸気弁のバルブタイミングを可変とする吸気装置を備えることを特徴とする可変圧縮比エンジン。

6. 前記吸気装置は、前記吸気弁の閉時期をピストン下死点前に設定し、所定の運転時には、前記少なくとも1個の吸気弁の閉時期を、ピストン下死点付近に設定してなることを特徴とする請求の範囲5記載の可変圧縮比エンジン。

7. 前記ピストン下死点前に設定された吸気弁の閉時期は、クランク回転角でピストン下死点前 20° ～ 90° であることを特徴とする請求の範囲6記載の可変圧縮比エンジン。

8. 前記吸気装置は、前記吸気弁の閉時期をピストン下死点付近に設定し、所定の運転時には、前記少なくとも1個の吸気弁の閉時期を、ピストン下死点後に設定してなることを特徴とする請求の範囲5記載の可変圧縮比エンジン。

9. 前記ピストン下死点後に設定し得る吸気弁の閉時期は、クランク回転角でピストン下死点後 40° ～ 90° であることを特徴とする請求の範囲8記載の可変圧縮比エンジン。

10. 1気筒あたり2個以上の吸気弁と1個以上の排気弁とを備え、2本以上のカムシャフトに設けられたカムにより、前記吸気弁及び／又は前記排気弁を開閉して圧縮比を可変とする可変圧縮比エンジンにおいて、2本の前記カムシャフトを、サンギヤ、リングギヤ及びプラネットギヤからなる遊星歯車装置を介して連結し、前記プラネットギヤの支持軸と前記サンギヤの軸との相対位置関係を任意

に変えて、前記２本のカムシャフトの位相を調整することによりバルブタイミングを可変にする可変バルブタイミング装置を備えることを特徴とする可変圧縮比エンジン。

１１．前記２本のカムシャフトは、一方のカムシャフトが前記サンギヤに固着し、他方のカムシャフトが前記リングギヤに噛合する歯車に固着していることを特徴とする請求の範囲１０記載の可変圧縮比エンジン。

１２．前記可変バルブタイミング装置には、前記プラネットギヤの支持軸を保持するキャリアと回転駆動装置とが備えられ、前記キャリアが、前記サンギヤ軸を軸支するケースに回転自在に軸着されて、前記回転駆動装置に連結していることを特徴とする請求の範囲１０記載の可変圧縮比エンジン。

1 / 17

FIG. 1

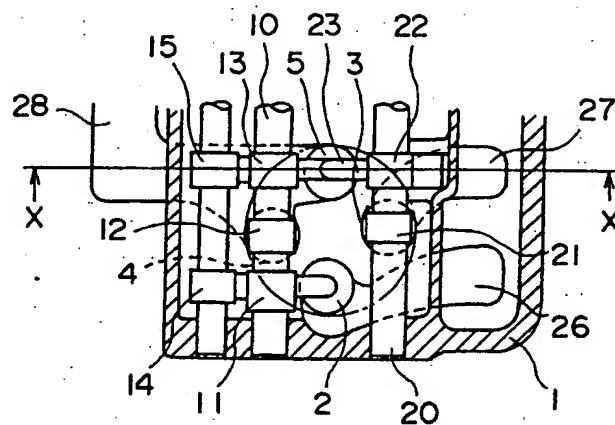
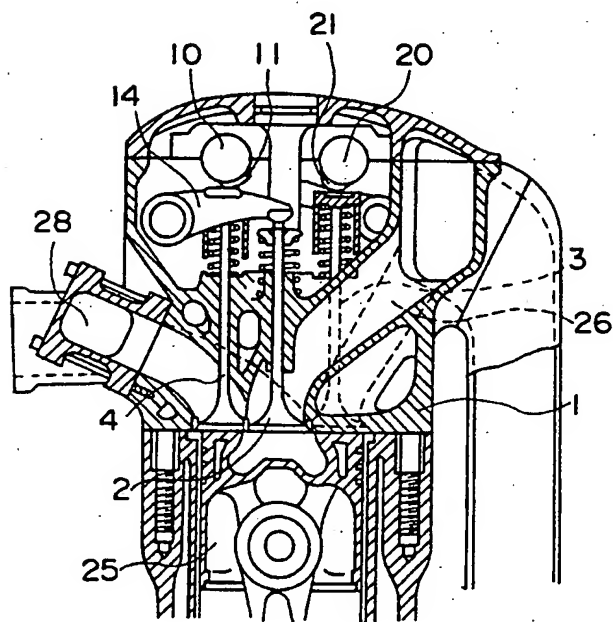
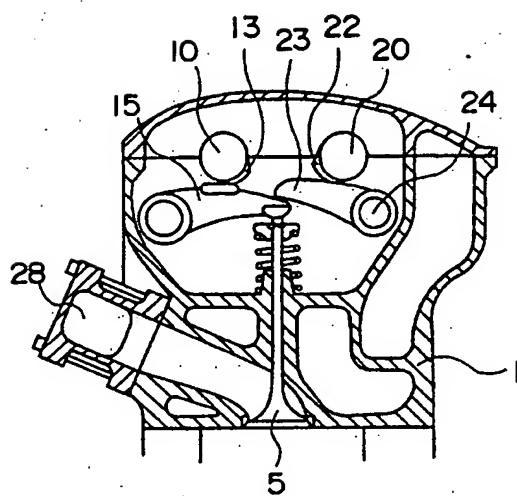


FIG. 2



2/17

FIG. 3



3/17

FIG. 4

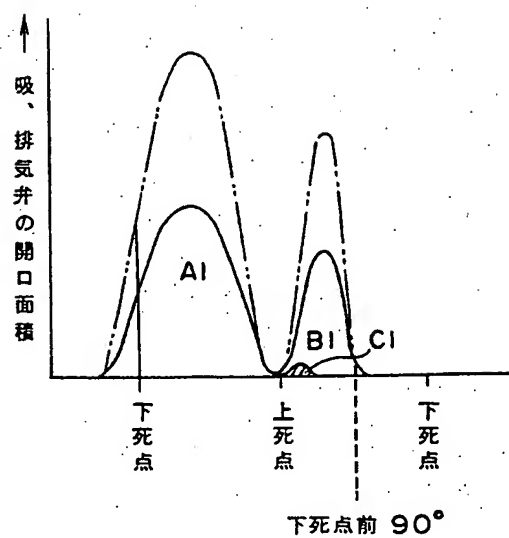
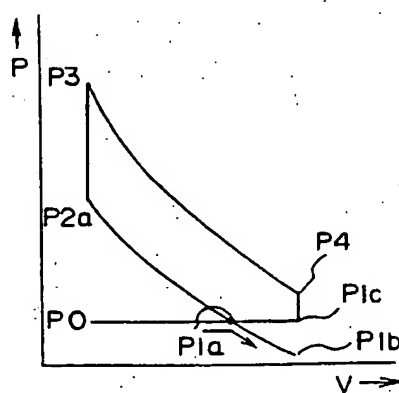


FIG. 5



4/17

FIG. 6

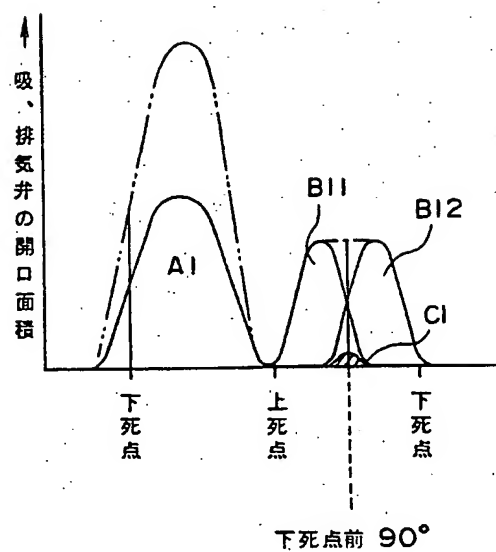
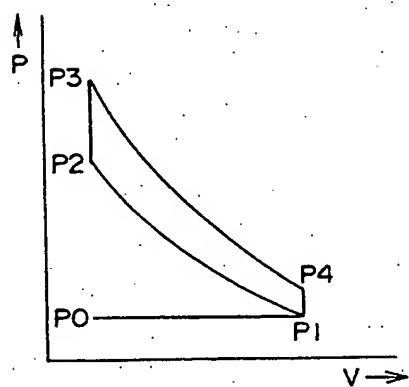


FIG. 7



5 / 17

FIG. 8

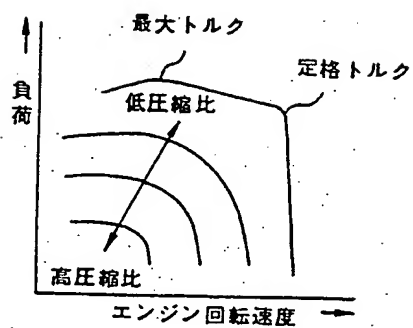
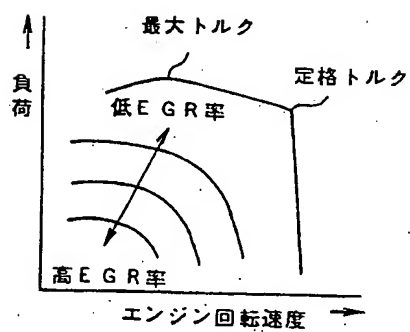


FIG. 9



6/17

FIG. 10

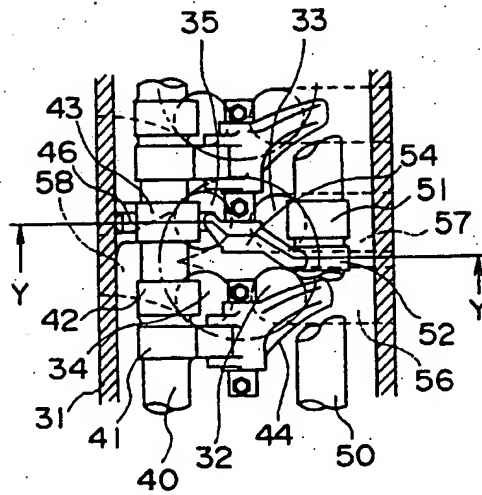
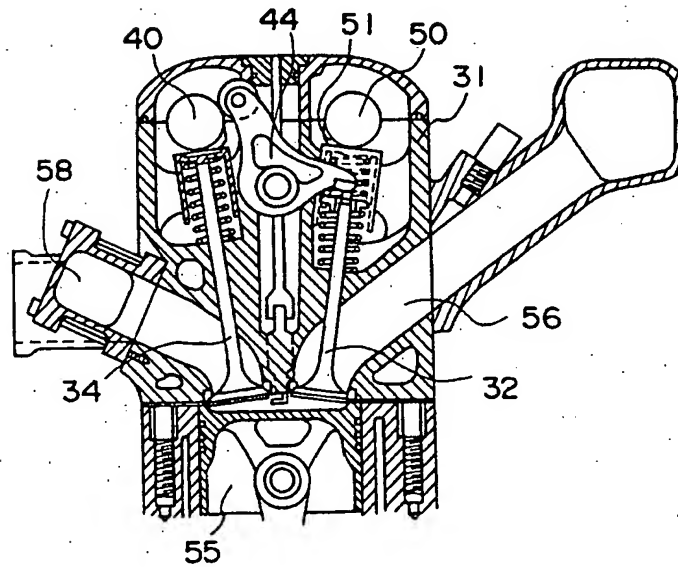


FIG. 11



7/17

FIG. 12

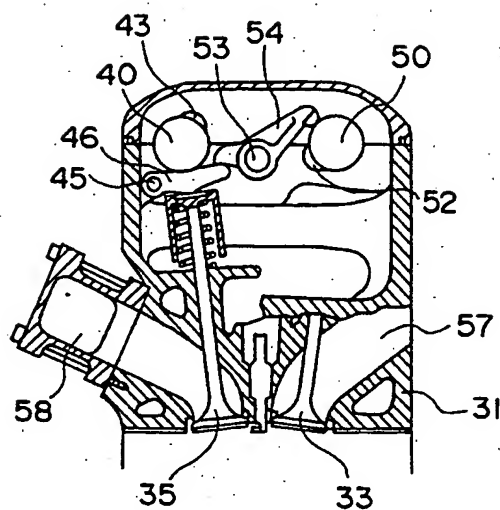
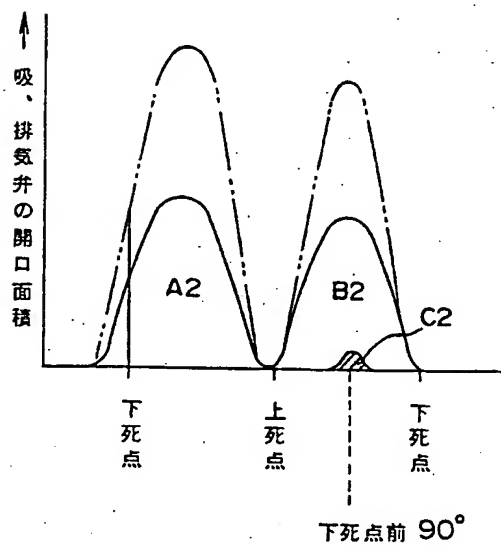


FIG. 13



8/17

FIG. 14

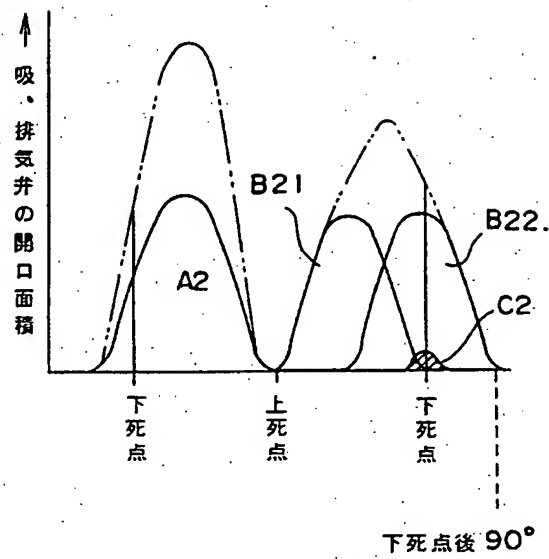
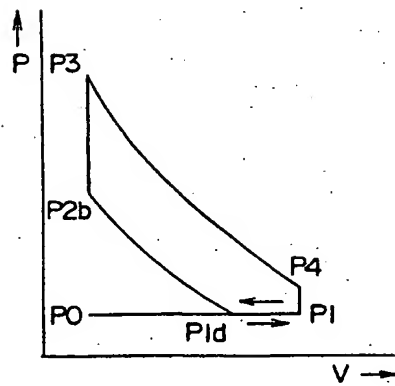


FIG. 15



9/17

FIG. 16

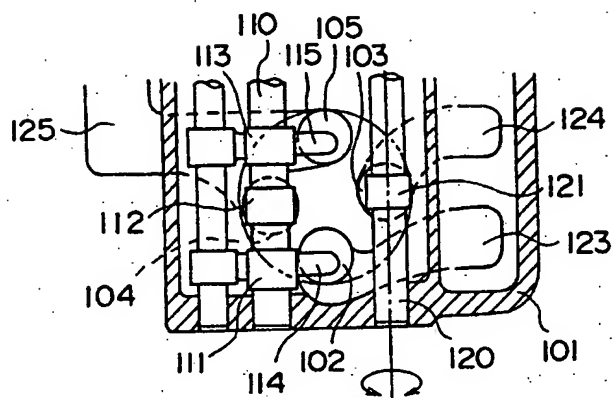
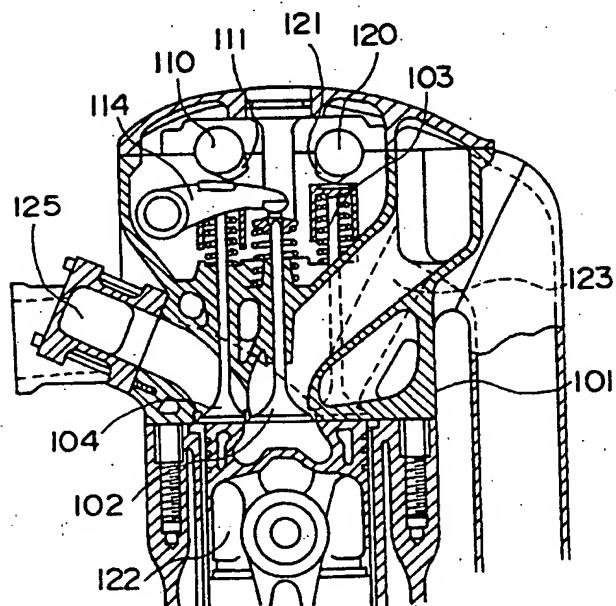


FIG. 17.



10/17

FIG. 18

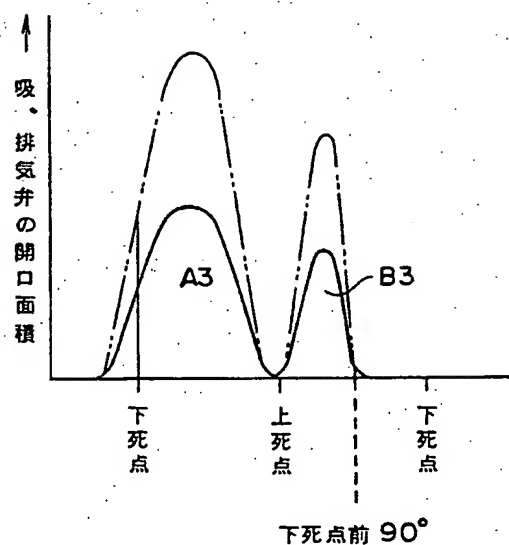
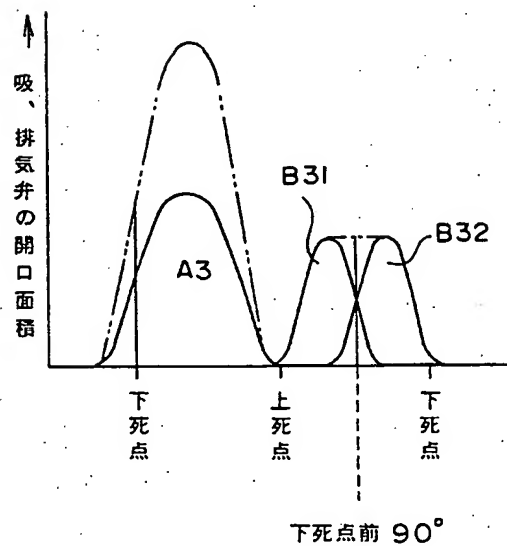


FIG. 19



11/17

FIG. 20A

FIG. 20B

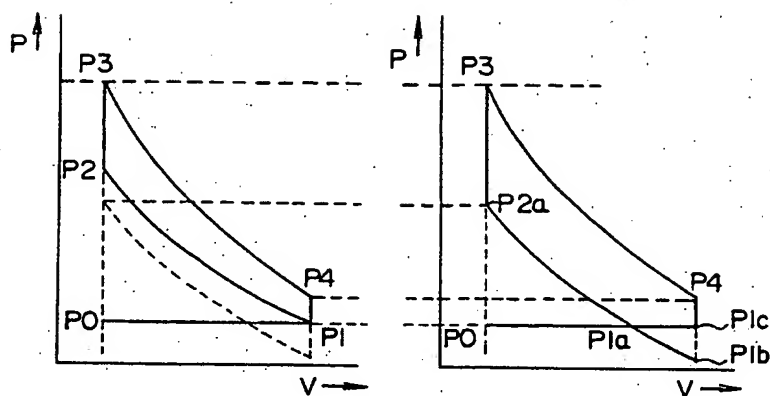
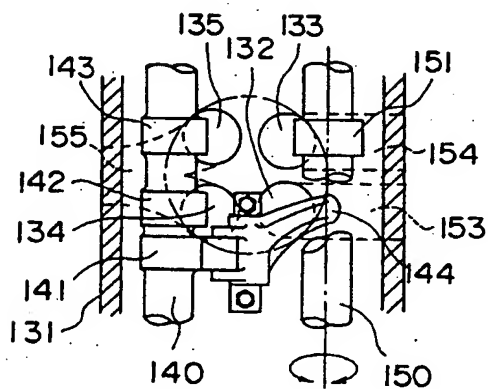


FIG. 21



12 / 17

FIG. 22

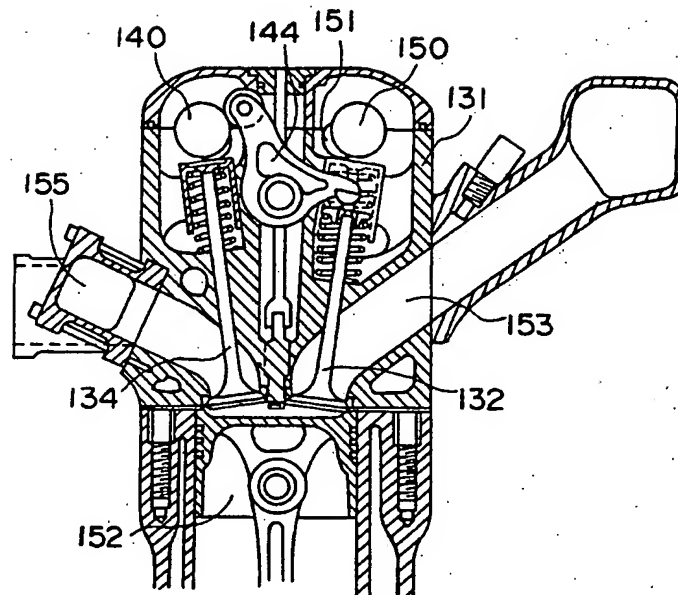
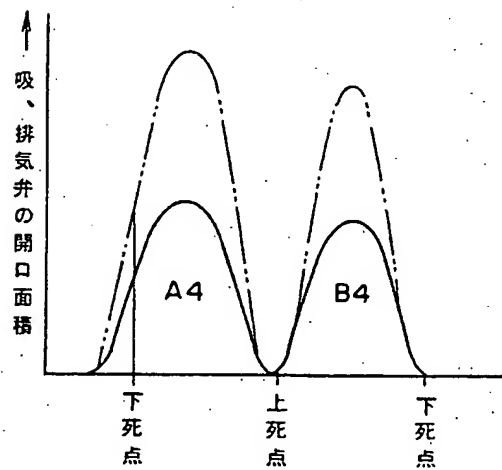
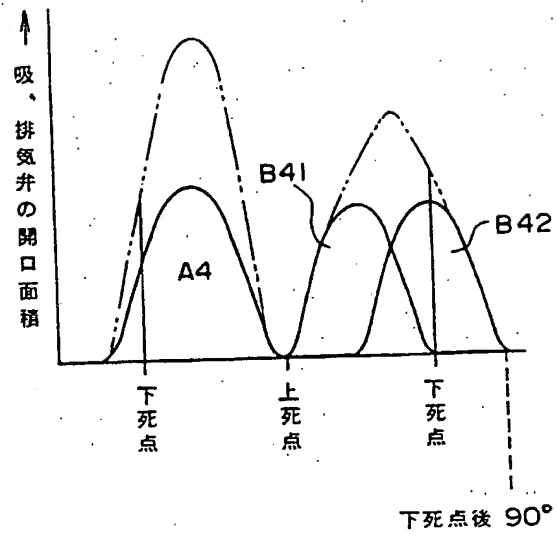


FIG. 23



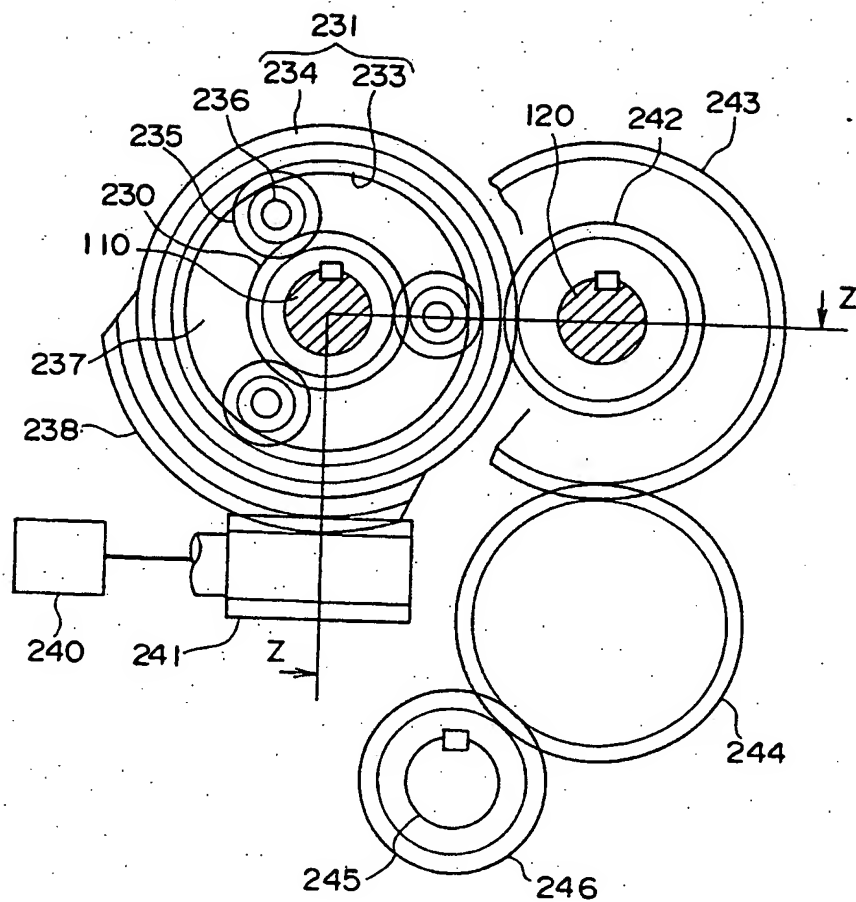
13/17

FIG. 24



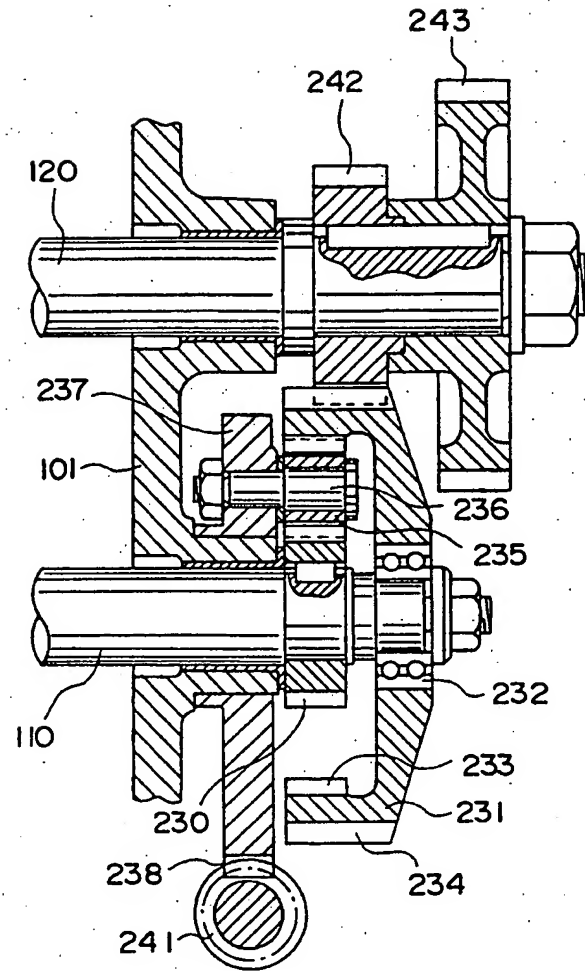
14/17

FIG. 25



15/17

FIG. 26

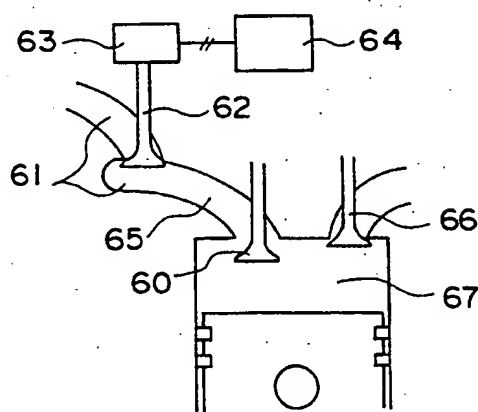


16/17

FIG. 27 従来技術

圧縮比	17			12		
軸平均有効圧力	13	21	34	13	21	34
ブースト圧力	2	3.1	5	2	3.1	5
コンプレッション 圧力	97	150	242	60	93	150
爆発度	1	1	1	1	1	1
筒内圧力 Pmax	97	150	242	60	93	150

FIG. 28 従来技術



17/17

FIG. 29A 従来技術

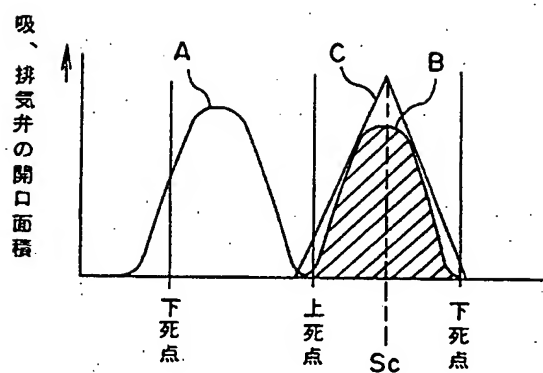
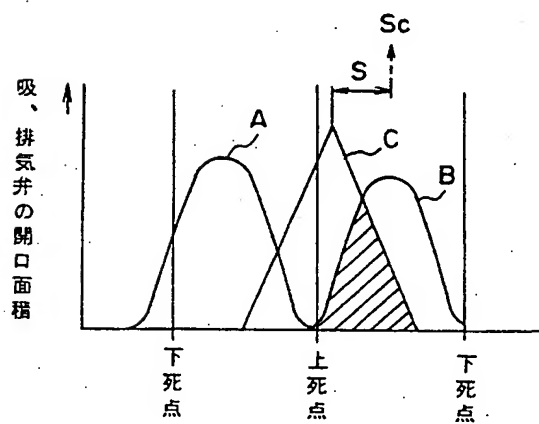


FIG. 29B 従来技術



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP95/00341

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER		
Int. Cl ⁶ F02D13/02, F02M25/07, F01L1/26, F01L1/34, F01L13/00		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)		
Int. Cl ⁶ F02D13/02, F02M25/07, F01L1/26, F01L1/34, F01L13/00		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Jitsuyo Shinan Koho 1926 - 1995		
Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971 - 1995		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y	JP, 53-40115, A (Hino Motors, Ltd.), April 12, 1978 (12. 04. 78), Lines 9 to 14, upper left column, page 2 (Family: none)	1, 2
Y	JP, 3-55643, B2 (Mazda Motor Corp.), August 26, 1991 (26. 08. 91) (Family: none)	1, 2
Y	JP, 54-129219, A (Isao Matsui), October 6, 1979 (06. 10. 79), Fig. 2 (Family: none)	1, 2
A	JP, 53-40115, A (Hino Motors, Ltd.), April 12, 1978 (12. 04. 78) (Family: none)	3, 4
A	JP, 3-55643, B2 (Mazda Motor Corp.), August 26, 1991 (26. 08. 91) (Family: none)	3, 4
A	JP, 54-129219, A (Isao Matsui), October 6, 1979 (06. 10. 79) (Family: none)	3, 4
<input checked="" type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents: "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance "E" earlier document but published on or after the international filing date "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art "&" document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search May 18, 1995 (18. 05. 95)		Date of mailing of the international search report June 13, 1995 (13. 06. 95)
Name and mailing address of the ISA/ Japanese Patent Office Facsimile No.		Authorized officer Telephone No.

Form PCT/ISA/210 (second sheet) (July 1992)

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP95/00341

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP, 57-51536, B2 (Kanesaka Gijutsu Kenkyusho K.K.), November 2, 1982 (02. 11. 82) (Family: none)	3
X	JP, 5-80561, B2 (Mazda Motor Corp.), November 9, 1993 (09. 11. 93), Fig. 3 (Family: none)	5, 8, 9
A	JP, 5-80561, B2 (Mazda Motor Corp.), November 9, 1993 (09. 11. 93) (Family: none)	6, 7
A	JP, 57-51536, B2 (Kanesaka Gijutsu Kenkyusho K.K.), November 2, 1982 (02. 11. 82) (Family: none)	6, 7
X	JP, 2-135604, U (Mitsubishi Motors Corp.), November 13, 1990 (13. 11. 90) (Family: none)	10 - 12

Form PCT/ISA/210 (continuation of second sheet) (July 1992)

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. F02D13/02, F02M25/07, F01L1/26,
F01L1/34, F01L13/00

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl. F02D13/02, F02M25/07, F01L1/26,
F01L1/34, F01L13/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1926-1995年
日本国公開実用新案公報 1971-1995年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y	JP, 53-40115, A (日野自動車工業株式会社), 12. 4月. 1978 (12. 04. 78), 第2頁左上欄, 第9-14行 (ファミリーなし)	1, 2
Y	JP, 3-55643, B2 (マツダ株式会社), 26. 8月. 1991 (26. 08. 91) (ファミリーなし)	1, 2
Y	JP, 54-129219, A (松井 功), 6. 10月. 1979 (06. 10. 79),	1, 2

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

- 「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 先行文献ではあるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日
若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献
(理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願の日
の後に公表された文献

- 「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と
矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のため
に引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規
性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文
献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性
がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

18. 05. 95

国際調査報告の発送日

13.06.95

名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/JP)
郵便番号 100
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

宮崎 侑久

3 G 7 5 3 6

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

C (続き). 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名、及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
	第2図(ファミリーなし)	
A	JP, 53-40115, A(日野自動車工業株式会社), 12. 4月. 1978(12. 04. 78)(ファミリーなし)	3, 4
A	JP, 3-55643, B2(マツダ株式会社), 26. 8月. 1991(26. 08. 91)(ファミリーなし)	3, 4
A	JP, 54-129219, A(松井 功), 6. 10月. 1979(06. 10. 79)(ファミリーなし)	3, 4
A	JP, 57-51536, B2(株式会社 兼坂技術研究所), 2. 11月. 1982(02. 11. 82)(ファミリーなし)	3
X	JP, 5-80561, B2(マツダ株式会社), 9. 11月. 1993(09. 11. 93), 第3図(ファミリーなし)	5, 8, 9
A	JP, 5-80561, B2(マツダ株式会社), 9. 11月. 1993(09. 11. 93)(ファミリーなし)	6, 7
A	JP, 57-51536, B2(株式会社 兼坂技術研究所), 2. 11月. 1982(02. 11. 82)(ファミリーなし)	6, 7
X	JP, 2-135604, U(三菱自動車工業株式会社), 13. 11月. 1990(13. 11. 90)(ファミリーなし)	10-12

様式PCT/ISA/210(第2ページの続き)(1992年7月)